

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 03-057709

(43)Date of publication of application : 13.03.1991

(51)Int. Cl.

B60G 3/20

(21)Application number : 01-192186

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP
MITSUBISHI AUTOMOB ENG CO
LTD

(22)Date of filing : 25.07.1989

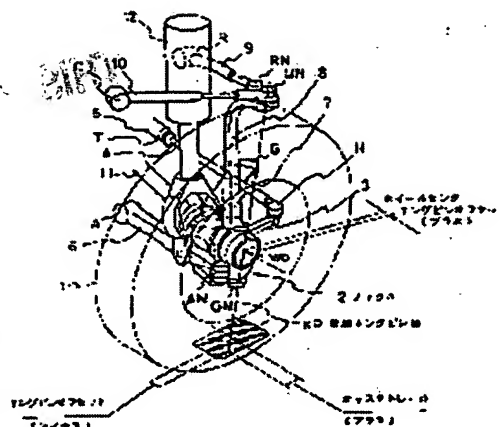
(72)Inventor : UKI HIDENORI
NAGURA AKIRA

(54) SUSPENSION FOR STEERING WHEEL OF VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve spacing efficiency and on-vehicle property by making a distance between the outer ends of a pair of arms constituting upper and lower arms larger than that between the inner ends and locating the outer end of one arm in straight advance near and outside the extension of the other arm as viewed from above.

CONSTITUTION: A lowering system is formed of a compression arm 7 and lateral arm 6 having respectively the outer ends connected pivotably to a knuckle 2 by ball joints GN, AN and the inner ends connected pivotably to a car body by bushings G, A. The ball joint AN is located before and above the ball joint GN and a gap between the outer ends is set larger than a gap between the inner ends. Similarly in a tension arm of an upper link system and a lateral arm 9, the relationship between the outside ball joints R, Q and inside ball joints RN, QN is similarly set. Thus, the on-vehicle property and spacing property are improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's
decision of rejection][Kind of final disposal of application
other than the examiner's decision of
rejection or application converted
registration][Date of final disposal for
application]

[Patent number]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against
examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

07/20/2006 10:10:10 AM

THIS PAGE BLANK (USPTO)

⑫ 公開特許公報(A) 平3-57709

⑬ Int. Cl.⁵

B 60 G 3/20

識別記号

庁内整理番号

8817-3D

⑭ 公開 平成3年(1991)3月13日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全8頁)

⑮ 発明の名称 車両の操舵車輪用サスペンション

⑯ 特 願 平1-192186

⑰ 出 願 平1(1989)7月25日

⑱ 発 明 者 宇 木 秀 憲 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内

⑲ 発 明 者 名 倉 彰 愛知県岡崎市橋目町字中新切1番地 三菱自動車エンジニアリング株式会社岡崎事業所内

⑳ 出 願 人 三菱自動車工業株式会社 東京都港区芝5丁目33番8号

\r\n㉑ 出 願 人 三菱自動車エンジニアリング株式会社 東京都大田区下丸子4丁目21番1号

明 細 書

1. 発明の名称

車両の操舵車輪用サスペンション

2. 特許請求の範囲

車輪を回転支持するナックルと車体との間に、前後一対のアームにて構成されたアップリンク系あるいはロワリンク系が設けられた車両の操舵車輪用サスペンションにおいて、上記一対のアームは内端を車体側に枢着されると共に外端を上記ナックルに枢着され上記外端間の距離が上記内端間の距離より小さく設定されると共に、上記車輪の直進位置において一方のアームの外端が車体上方から見て他方のアームの軸線の延長線の近傍に位置して同他方のアームの外端より車幅方向外方に位置するものとなっていることを特徴とする車両の操舵車輪用サスペンション

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、自動車等の車両に使用される操舵車輪用のサスペンションの改良に関する。

(従来の技術)

従来、車両の操舵車輪用サスペンションとして、例えば、特開昭61-218408号公報等に表示されるものが知られている。

この従来例は、車輪を回転支持するナックルを車体に支持するアップリンクおよびロワリンクが、それぞれ前後一対のアームにて構成されたもので各リンクの車体上方から見た瞬間中心点により仮想キングピンを規定したものとなっている。そして、車輪操舵時に各リンクにて発生する該瞬間中心点の移動により仮想キングピン軸が変位するので、車輪の操舵時のキャスト角を制御することができるものとなっている。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、上記従来例のものは仮想キングピン軸を規定する瞬間中心点(各アームの延長線の車体上方から見た交点)をナックルの車幅方向外方に設定したものであるため、車輪操舵時に発生する仮想キングピン軸の変位(上記交点の変位)と共にナックルが大きく変位するものとなってい

た。このため、上記従来例のものでは、仮想キングピン軸が固定的に設定される一般的な車両に比べて車体のホイールハウスをかなり大きく設定しなければならず、車両全体におけるスペース効率が低下するとともに車載性が悪化する問題があった。

(課題を解決するための手段)

本発明は、上記課題を解決するために創案されたもので、車輪を回転支持するナックルと車体との間に、前後一対のアームにて構成されたアップバリンク系あるいはロワリンク系が設けられた車両の操舵車輪用サスペンションにおいて、上記一対のアームは内端を車体側に枢着されると共に外端を上記ナックルに枢着され上記外端間の距離が上記内端間の距離より小さく設定されると共に、上記車輪の直進位置において一方のアームの外端が車体上方から見て他方のアームの軸線の延長線の近傍に位置して同他方のアームの外端より車幅方向外方に位置するものとなっていることを特徴とする車両の操舵車輪用サスペンションである。

(実施例)

以下、本発明の一実施例を添付図面に基づいて詳細に説明する。

第1図は本発明に基づく操舵車輪用サスペンションの斜視図であり、第1図に示すように、車輪1はナックル2に回転自在に支持されている。ナックル2には後方に突出するナックルアーム3が形成されており、ナックルアーム3の後端にはボールジョイントHを介してタイロッド4の外端が枢着され、タイロッド4はステアリングギヤボックス5の出力部にジョイントTを介して連結されるものとなっている。このため、ステアリングギヤボックス5の操舵出力はタイロッド4を介してナックル2に入力されるものとなっている。

ナックル2の下部と車体との間には、略車幅方向に配置されたラテラルアーム6と、ラテラルアーム6の後方に位置してナックル2側から後方且つ内方に延びるコンプレッションアーム7とから構成されたロワリンク系が設けられている。コンプレッションアーム7の外端はボールジョイントG

(作用)

本発明によれば、アップバリンク系あるいはロワリンク系が前後一対のアームにて構成され、この一対のアームは内端を車体側に枢着されると共に外端を上記ナックルに枢着され上記外端間の距離が上記内端間の距離より小さく設定されるので、両アームの延長線の車体上方から見た交点(瞬間中心点)により仮想キングピン軸が規定され、車輪の操舵時にこの瞬間中心点が前後に変位することにより上記従来例と同様に操舵時のキャスト角を制御できるものである。

そして、本発明においては特に、車輪の直進位置において一方のアームの外端が車体上方から見て他方のアームの軸線の延長線の近傍に位置して同他方のアームの外端より車幅方向外方に位置するものとなっているので、車輪の操舵時には一方のアームだけが大きく揺動し他方のアームの揺動は極めて小さなものとなり、他方のアーム外端の変位が少ないことからナックルの移動が少なくなるものである。

Nを介してナックル2の最下部に枢着され、またコンプレッションアーム7の内端はゴムブッシュGを介して車体側に枢着されている。一方、ラテラルアーム6の外端はボールジョイントANを介してナックル2に枢着され、このボールジョイントANはボールジョイントGNより前方且つ上方に配置されるものとなっている。またラテラルアーム6の内端はゴムブッシュAを介して車体側に枢着されており、ゴムブッシュAのばね定数はゴムブッシュGのばね定数より大きく設定されている。

ナックル2には、車輪1の上方まで湾曲して延びる延長アーム8が一体に形成されている。そして、延長アーム8の上端と車体との間には、車幅方向に配置されたラテラルアーム9と、ラテラルアーム9の前方に位置してナックル2側から前方且つ内方に延びるテンションアーム10とから構成されたアップバリンク系が設けられている。ラテラルアーム9の外端はボールジョイントRNを介してナックル2の延長アーム8の上端に枢着され、ま

たラテラルアーム 9 の内端はゴムブッシュ R を介して車体側に枢着されている。一方、テンションアーム 10 の外端はボールジョイント Q N を介してナックル 2 の延長アーム 8 の上端に枢着され、このボールジョイント Q N はボールジョイント R N より車幅方向外方に配置されるものとなっている。またテンションアーム 10 の内端はゴムブッシュ Q を介して車体側に枢着されており、ゴムブッシュ Q のばね定数はゴムブッシュ R のばね定数より小さく設定されている。

なお、第 1 図において符号 11 はエンジン側から入力される駆動力を車輪 1 に伝達するドライブシャフトであり、12 は車体とロワアーム系のラテラルアーム 6 とに連結されたスプリングダンパユニットである。そして、スプリングダンパユニット 12 の下端はドライブシャフト 11 との緩衝を避けるため、二股状に形成されてラテラルアーム 6 に連結されるものとなっている。

第 2 図は第 1 図の平面図を概略的に示すものであり、第 2 図に示すようにロワリンク系においては、

点（瞬間中心点）K U は、車輪の直進状態においてボールジョイント Q N の中心に一致するものとなっている。

第 3 図は第 1 図の後面図を概略的に示すものであり、第 3 図に示すように、前述の瞬間中心点 K U および K L により規定される仮想キングピン軸 K P は略直立して僅かに内傾して設定され、第 1 図にも示すように車輪 1 の中心 W O におけるキングピンオフセットが僅かにプラス側に設定され、車輪 1 の接地面におけるキングピンオフセットが僅かにプラス側に設定されるものとなっている。また、第 2 図の関係から明らかなように、仮想キングピン軸 K P は後傾して設定されるものとなっており、第 1 図に示すように接地面におけるキャストレールがプラス側に設定されるものとなっている。

続いて、本実施例の作用を説明する。

まず、上記サスペンションによる基本的な作用を説明すると、ロワリンク系がラテラルアーム 6 とコンプレッションアーム 7 により構成されると共

ボールジョイント A N が車体上方から見てボールジョイント R N より車幅方向外方且つ後方に位置するものとなっており、ボールジョイント G N 及び A N を結ぶ線分が走行方向に対して前方且つ内向きに設定されるものとなっている。また、ロワリンク系においてリンク系の瞬間回転中心となり仮想キングピン軸を規定するところのラテラルアーム 6 とコンプレッションアーム 7 との延長線の交点（瞬間中心点）K L は、車輪 1 の中心 W O より若干後方に位置するものとなっている。

一方、アップリンク系においては、テンションアーム 10 の外端に設けられるボールジョイント Q N が、車体上方から見てラテラルアーム 9 の軸線の延長線上に位置してボールジョイント R N より車幅方向外方に位置するものとなっており、ボールジョイント R N 及び Q N を結ぶ線分が車幅方向に設定されるものとなっている。このため、アップリンク系においてリンク系の瞬間回転中心となり仮想キングピン軸を規定するところのラテラルアーム 6 とテンションアーム 10 との延長線の交

に、アップリンク系がラテラルアーム 9 とテンションアーム 10 により構成されるため、車輪 1 に作用する前倾力はコンプレッションアーム 7 およびテンションアーム 10 により支持され、車輪 1 に作用する横力はラテラルアーム 6、7 により支持されることになり、車輪 1 に加わる力を効率良く各アームに分散して支持させることができる。そして、ロワリンク系においてはゴムブッシュ A のばね定数はゴムブッシュ G のばね定数より大きく設定されると共にアップリンク系においてはゴムブッシュ R のばね定数はゴムブッシュ Q のばね定数より大きく設定されていることから、横力に対するキャンパ剛性が高く安定した操縦安定性が確保されると同時に、前倾力に対する剛性が比較的低く設定されるので突起乗越時の乗心地が良好になるものとなっている。

また、車輪 1 の直進状態において仮想キングピン軸 K P は略直立して設定され、車輪 1 の接地面及び中心 W O におけるキングピンオフセットが極めて僅かであることから、車輪 1 の接地面に作用す

る制動力、ならびに車輪1の中心W Oに作用する駆動力およびエンジンブレーキ力により仮想キングピン軸K P回りに作用するモーメント力が低減され駆動および制動力の変化に対する操舵力あるいは保舵力の変化を抑制することができる。

また、アップバリンク系およびロワリンク系をそれぞれ2本のアームにて構成して仮想キングピン軸K Pを設定するものであるため、アーム外端位置とキングピン角度とを個別に設定することができるものとなっており、しかもアップバリンク系を車輪1の上方に設置しているため、アップバリンク系の車幅方向における実長（ここではラテラルアーム9の車幅方向長さ）を比較的長く設定することができ、車輪の上下ストロークに対するキャンバ変化およびトレッド変化が小さくなる。

次に車輪が操舵された場合の作用を第4、5図に基づいて説明すると、車輪1が旋回外輪になる場合（図示のものでは車輪1が右操舵される場合）には、ロワリンク系およびアップバリンク系は第4、5図に一点鎖線で示したような状態になる。すな

わち、ロワリンク系においては第4図に示すようにボールジョイントA NおよびG Nを結ぶ線分（ナックル2の下部）が車両の後方で且つ外方に変位し、仮想キングピン軸を規定する瞬間中心点（車体上方から見た両アーム6、7の延長線の交点）は直進時のK L点から後方且つ内方に変位したK L oとなる。一方、アップバリンク系においては第5図に示すようにボールジョイントR NおよびQ Nを結ぶ線分（ナックル2の上端）が車両の後方で且つ内方に変位し、仮想キングピン軸を規定する瞬間中心点（車体上方から見た両アーム9、10の延長線の交点）は直進時のK U点から後方且つ内方に変位したK U oとなる。

また、車輪1が旋回内輪になる場合（図示のものでは車輪1が左操舵される場合）には、ロワリンク系およびアップバリンク系は第4、5図に破線で示したような状態になる。すなわち、ロワリンク系においては第4図に示すようにボールジョイントA NおよびG Nを結ぶ線分（ナックル2の下部）が車両の前方で且つ内方に変位し、仮想キン

グピン軸を規定する瞬間中心点は直進時のK L点から前方且つ内方に変位したK L iとなる。一方、アップバリンク系においては第5図に示すようにボールジョイントR NおよびQ Nを結ぶ線分（ナックル2の上端）が車両の前方で且つ内方に変位し、仮想キングピン軸を規定する瞬間中心点は直進時のK U点から後方且つ内方に変位したK U iとなる。

そして、上述したように旋回外輪ではナックル2の下部が外方に変位し且つナックル2の上端が内方に変位することから、ナックル2に回転支持される車輪のキャンバ角はネガティブ方向に変化することになり、また旋回内輪では第4、5図から明らかなようにナックル2下部の内方変位量がナックル2上端の内方変位量よりはるかに大きいことから車輪のキャンバ角はポジティブ方向に変化することになる。これにより好ましい操舵キャンバ変化が得られ旋回外輪および内輪の接地性が向上するのでタイヤの発揮できるコーナリングパワーが増大し車両の旋回性が向上する。

なお、この作用は、ロワリンク系を略車幅方向に配置したラテラルアーム6と車幅方向内方且つ後方に向けて配置したコンプレッションアーム7とにより構成すると共に、アップバリンク系を略車幅方向に配置したラテラルアーム9と車幅方向内方且つ前方に向けて配置したテンションアーム10とにより構成したことにより効率良く得られるものである。

ここで、特にアップバリンク系の作動についてもう少し詳しく説明すると、ボールジョイントR NおよびQ Nを結ぶ線分（ナックル2の上端）の変位が旋回外輪になるときも旋回内輪になるときも小さいことは第5図から明らかである。すなわち、アップバリンク系は車輪1の直進状態において、ボールジョイントQ Nがラテラルアーム9の延長線上に位置することから、車輪操舵時のボールジョイントQ Nの変位が極めて僅かに抑えられ、結果的にナックル2の上端の変位を抑制しながら、上述のように仮想キングピン軸を規定する瞬間中心点K Uを比較的大きく変位させることができるも

のとなっている。そして、ナックル2の上端の変位を小さく抑えることは、すなわち車輪1の変位を小さく抑えることができるということであり、これにより車両のホイールハウスの拡大を抑制することができるものとなっている。

また、仮想キングピン軸の前後方向の傾斜角となるキャスト角の変化に関しては、第6図に示すようにアップバリンク系とロワリンク系の瞬間中心点を結ぶ線分を車体上方から見た場合の車両前後方向成分の長さが、旋回外輪側では直進時とほとんど変わらず、旋回内輪側では直進時より増大することから、旋回外輪側のキャスト角は殆ど変化しないが旋回内輪側のキャスト角が増大することになる。このため、操舵角が大きくなるに従って旋回内輪側のキャスト角及びキャストレールが増大してハンドル戻し力(セルフアライニングトルク)が確保される一方、直進時のキャスト角は小さいので操舵初期の操舵反力を低減して車両の操縦性を向上することができるものとなっている。ここで、操舵時にキャスト角を増大させてハンド

ル戻し力を確保する方法として、旋回外輪側のキャスト角を増大することも考えられるが、この場合はロワリンク系の瞬間中心点(KL)の変位を小さく抑えてアップバリンク系の瞬間中心点(KU)の変位を大きくする必要があり、ロワリンク系の瞬間中心点(KL)の変位を小さく抑えるためにはボールジョイントANおよびGN間の距離を小さく設定しなければならず、実際にはボールジョイントの大きさの関係からこの距離を短くするのは困難であり、このような方法では十分な効果が得られない。このため、本実施例ではロワリンク系の瞬間中心点(KL)の変位を比較的大きくするようにして旋回内輪側でハンドル戻し力を確保することにより、ボールジョイントANおよびGN間の距離に余裕を持たせるものとし設計自由度を増大させたものとなっている。

また、上記したように内輪側でハンドル戻し力を確保しているため、アップバリンク系の瞬間中心点(KU)の変位を大きくする必要がなく、アップバリンク系の実質的な車幅方向長さを比

較的に長く設定できるので、この点からも車輪の上下ストロークに対するキャンバ変化およびトレッド変化を小さくすることができる。すなわち、アップバリンク系の瞬間中心点(KU)の変位を大きくしようとする、ボールジョイントRNおよびQN間の距離を大きく設定しなければならずアップバリンク系の車幅方向長さがどうしても短くなってしまい上下ストロークに対するキャンバ変化が大きくなるが、本実施例では内輪側でハンドル戻し力を確保するので、このような設定上の制限を受けることがなく、キャンバ変化を抑制するアップバリンク系の設定が可能となっている。

上記実施例によれば、以下に列挙するような効果が得られる。

まず、車輪1に加わる前後力および横力を支持するアームがアップバリンク系およびロワリンク系においてそれぞれ別々に設定されているので、車輪1に加わる力を効率良く各アームに分散して支持させることができ、各アームの内端に設けられるブッシュの弾性の設定が容易であり、しかも横力

を受けるブッシュを硬く、前後力を受けるブッシュを柔らかく設定しているため、車両の操縦安定性を確保しながら乗心地を良好に保つことが容易に達成される効果を奏する。

また、アップバリンクおよびロワリンクをそれぞれ一対のアームにより構成することにより仮想キングピン軸KPが略直立して設定され、車輪1の接地面及び中心WOにおけるキングピンオフセットが極めて僅かであるので、仮想キングピン軸KP回りに作用するモーメント力が低減され駆動および制動力の変化に対する操舵力あるいは保舵力の変化を抑制することができ、路面変化によるステア力、チェーン装着によるステア力変化、シミー等の振動が減少される効果を奏する。

さらに、操舵時のナックル上部および下部の車幅方向変位により、旋回外輪でキャンバ角がネガティブ方向に変化すると共に旋回内輪ではキャンバ角がポジティブ方向に変化するので、車両旋回時の対地キャンバ角変化が抑制され車輪の接地性が向上し、旋回性能が向上する効果を奏する。

また、操舵時におけるナックル2の上部の変位が少ないので、ホイールハウスの拡大化を抑制することができ、スペース効率及び車載性に優れた効果を奏する。

さらに、操舵時に旋回内輪側のキャストが増大するのでハンドル戻し力が効率良く確保される一方、直進時のキャスト角は小さいので車両の操縦性が向上する効果を奏する。

また、ハンドル戻し力を旋回内輪側にて得る設定としているため、ロワリンク系の瞬間中心点の変位を比較的大きく設定することができることによりボールジョイントGN、AN間の距離を極端に小さく設定する必要がなく、ボールジョイントGN、ANの配置が容易になる利点がある。

さらに、ハンドル戻し力を旋回内輪側にて得る設定としてロワリンク系の瞬間中心点の変位を比較的大きく設定するものであるため、アップリンク系の瞬間中心点の変位を小さく設定することができ、しかもアップリンク系を車輪1の上方に設置しているので、アップリンクの車幅方向長さを比

較的長く設定することが可能であり、車輪の上下ストロークに対するキャンバ変化およびトレッド変化が小さくなる効果を奏する。

なお、本発明は上記実施例に何ら限定されるものではなく、本発明の要旨を変えない範囲内で種々の変形実施が可能であることは言うまでもない。

(発明の効果)

以上、実施例と共に具体的に説明したように、本発明によれば、操舵時に仮想キングピン軸を変位させてキャスト角を積極的に制御することができると同時に、操舵時のナックルの移動を低減してホイールハウスの拡大を抑制することができるので、車輪の操舵に対応してキャスト角が制御される車両の操舵車輪用サスペンションをスペース効率及び車載性を悪化させることなく提供する効果を奏する。

4. 図面の簡単な説明

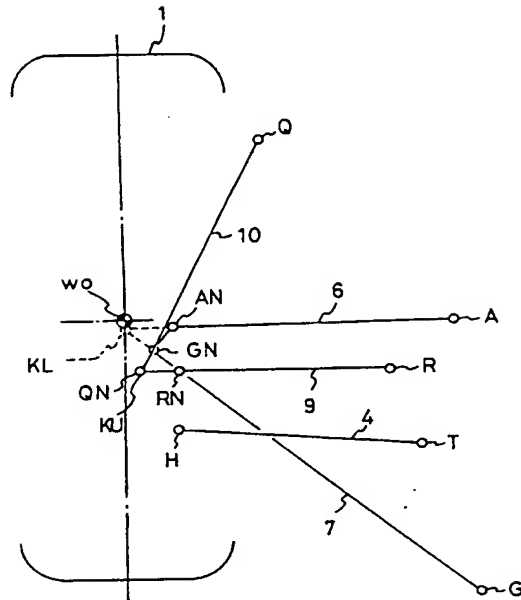
第1図は本発明の一実施例を示す斜視図、第2図は第1図の概略平面図、第3図は第1図の概略後面図、第4図はロワリンク系の作動説明図、第5

図はアップリンク系の作動説明図、第6図は仮想キングピン軸の平面視における変位を示す作動説明図である。

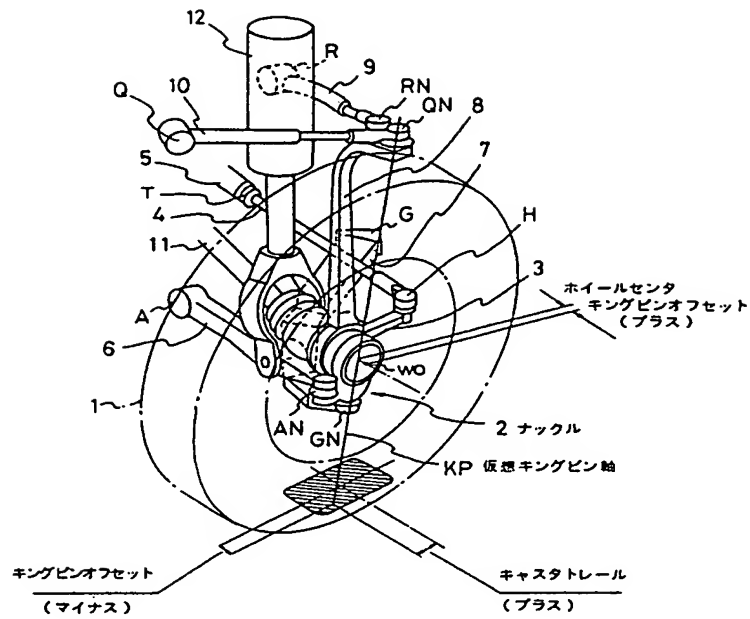
- 1 … 車輪、2 … ナックル、
- 6 … ラテラルアーム、
- 7 … コンプレッションアーム、
- 9 … ラテラルアーム、
- 10 … テンションアーム、
- KP … 仮想キングピン軸

出願人 三菱自動車工業株式会社
(印)

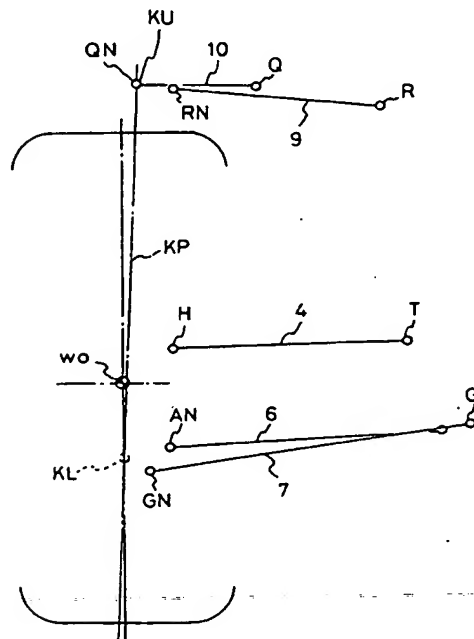
第2図



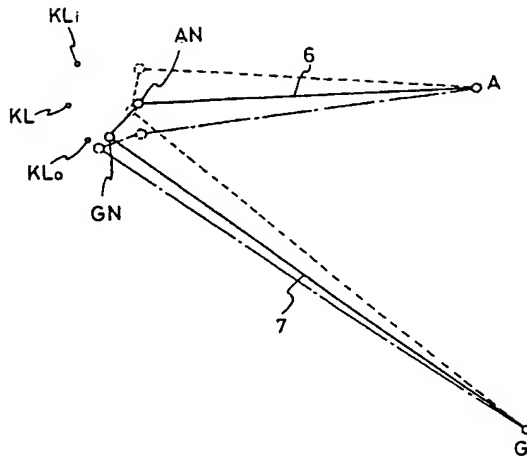
第 1 図



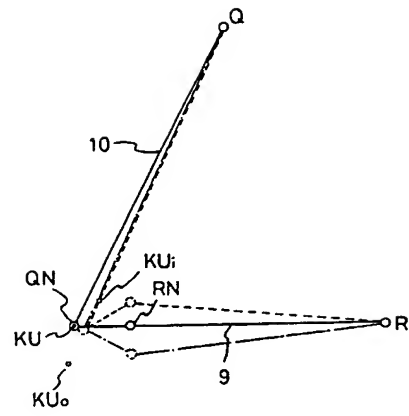
第 3 図



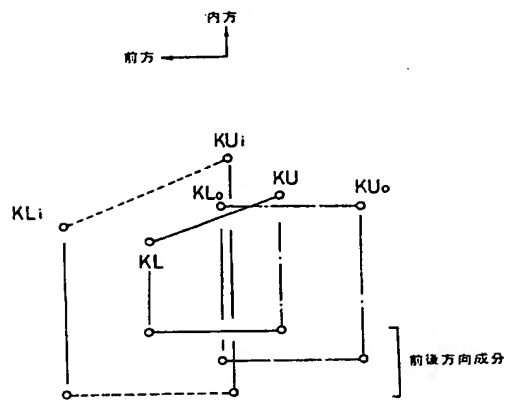
第 4 図



第 5 図



第 6 図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)